

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

## ⑫ 公開特許公報(A) 平2-296524

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>B 60 G 21/073  
17/015

識別記号

庁内整理番号

8817-3D  
8817-3D

④ 公開 平成2年(1990)12月7日

審査請求 未請求 請求項の数 5 (全12頁)

⑭ 発明の名称 車両用スタビライザ

⑯ 特 願 平1-116478

⑰ 出 願 平1(1989)5月10日

⑱ 発 明 者 福 永 由 紀 夫 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑲ 発 明 者 福 島 直 人 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑳ 発 明 者 赤 津 洋 介 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

㉑ 発 明 者 藤 村 至 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

㉒ 出 願 人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

㉓ 代 理 人 弁理士 森 哲 也 外3名

最終頁に続く

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

車両用スタビライザ

## 2. 特許請求の範囲

(1) 両端部がサスペンションのバネ下部材に取り付けられると共に中間部が車体に支持されるべく取り付けられて左右車輪の上下動の差に応じた戻り反力を発生するアンチロールバーを備えた車両用スタビライザにおいて、

前記アンチロールバーと前記車体又はサスペンションのバネ下部材との間に介装した流体圧シリンダと、この流体圧シリンダの作動圧を変更可能な指令値のみに応じて制御する圧力制御弁と、車体に発生する横加速度を検出する横加速度検出手段と、この横加速度検出手段の横加速度検出値に応じた指令値を演算する指令値演算手段とを設けたことを特徴とする車両用スタビライザ。

(2) 前記流体圧シリンダは、車体とアンチロールバーの車体支持点との間に介装した構成である請求項(1)記載の車両用スタビライザ。

(3) 前記流体圧シリンダは、サスペンションのバネ下部材とアンチロールバーのバネ下部材取付点との間に介装した構成である請求項(1)記載の車両用スタビライザ。

(4) 前記流体圧シリンダを車両の前後左右の所定位置に夫々介装した構成であって、この内、車両左側前後に位置する2個の流体圧シリンダの圧力室と単独の圧力制御弁の出力側とを相互に接続し、且つ、車両右側前後に位置する2個の流体圧シリンダの圧力室と単独の圧力制御弁の出力側とを相互に接続した構造を有する請求項(1)、(2)又は(3)記載の車両用スタビライザ。

(5) 前記流体圧シリンダの有効受圧面積を、車両前後に位置するシリンダ間で相違させた構成である請求項(1)、(2)、(3)又は(4)記載の車両用スタビライザ。

## 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は、両端部がサスペンションのバネ下部材に取り付けられ、中間部が車体に支持される

べく取り付けられるアンチロールバーを備え、このアンチロールバーが左右輪の上下動の差に応じて振じられることにより振じり剛性、所謂振じり反力を発生させるようにした車両用スタビライザの改良に関する。

〔従来の技術〕

従来の車両用スタビライザとしては、例えば本出願人が既に提案している特開昭60-169314号記載のものが知られている。

この従来の車両用スタビライザにあつては、アンチロールバーの車体支持点に油圧シリンダを夫々介装させ、この油圧シリンダのシリンダ上下室にパワーステアリングの作動油圧又は車両のヨーレート若しくは横加速度に応じて制御された油圧を導き、この油圧によって油圧シリンダのストロークを伸縮させる構成となっている。このため、シリンダストロークの伸縮に伴って、アンチロールバーのシリンダ連結部が上下に持ち上げ又は押し下げられ、これにより、アンチロールバーに大きな振反力が生じ、ロールを抑制できるようにし

ている。

〔発明が解決しようとする課題〕

しかしながら、このような従来の車両用スタビライザにあつては、パワーステアリングの作動油圧又は車両のヨーレート又は横加速度に応じて制御された油圧を油圧シリンダに導く構成となつていたため、油圧シリンダ内には、パワーステアリングの操舵力又は横加速度に応じた圧油が充満していることから、車両のロール制御は可能であるものの、大きな凹凸がある路面での旋回走行等におけるロール制御時には、シリンダはロックしたままの状態になるから、スタビライザの振トルク（振じり反力）も大きく、サスペンションのばね定数が大きくなる。したがって、路面の凹凸を直接車体に伝えてしまい、車体が上下に加振されて、かかる旋回走行時の乗心地を損ねるとともに、旋回横加速度が大きい場合には接地性が失われ、車両の走行安定性が悪化するという未解決の問題があった。

本発明は、このような従来の未解決の問題に着

目してなされたもので、大きな凹凸がある路面での旋回走行等におけるロール制御時に、ロールを的確に抑制してフラットな姿勢を保持でき、且つ、路面側から車体側に伝わろうとする振動を確実に減衰させて良好な乗心地を維持するとともに、接地性を高めて走行安定性を向上させることを、その解決しようとする課題としている。

〔課題を解決するための手段〕

上記課題を解決するため、この出願発明は、両端部がサスペンションのバネ下部材に取り付けられると共に中間部が車体に支持されるべく取り付けられて左右車輪の上下動の差に応じた振じり反力を発生するアンチロールバーを備えた車両用スタビライザにおいて、前記アンチロールバーと前記車体又はサスペンションのバネ下部材との間に介装した流体圧シリンダと、この流体圧シリンダの作動圧を変更可能な指令値のみに応じて制御する圧力制御弁と、車体に発生する横加速度を検出する横加速度検出手段と、この横加速度検出手段の横加速度検出値に応じた指令値を演算する指令

値演算手段とを設けたことを要部としている。

〔作用〕

この出願発明では、直進走行においては横加速度も殆ど発生しないから、指令値演算手段による指令値が横加速度の零に応じた値になって、かかる指令値によって流体圧シリンダのストローク量が決められ、アンチロールバーは振じられることがない。そこで、この直進走行中に、路面のランダムな凹凸に因って左右輪が逆相に振じられたときには、アンチロールバーの振じり剛性に依るロール反力が得られ、凹凸に因る横方向の車体変動が抑制される。

また、旋回走行等を行ったときには、指令値演算手段が横加速度検出値に応じた指令値を演算し、圧力制御弁がその指令値に基づき流体圧シリンダの圧力を左右で逆相に制御し、アンチロールバーを積極的に振じり、該バーの車体支持点又はサスペンション取付点を力制御することによりロール反力を発生させ、ロールを抑制する。このとき、路面の凹凸による低周波の振動入力が車輪に入力

すると、この振動に伴うシリンダ室の圧力変動が直接圧力制御弁にフィードバックし、当該圧力制御弁によって変動が吸収されるので、シリンダ圧が常に指令値に応じた値に保持される。つまり、ロールを抑制した状態でも、車体側に伝達される振動を少なくすることができる。

#### 〔実施例〕

以下、この出願発明の実施例を図面を参照して説明する。

#### （第1実施例）

第1図乃至第5図に、第1実施例を示す。

第1図において、2は車体、4FL～4RRは前左～後右車輪、6は前輪4FL、4FR、後輪4RL、4RRに対して設けた車両用スタビライザを示す。

車両用スタビライザ6は、本実施例では、車両フロント側、リヤ側のアンチロールバー10F、10Rと、フロント側のアンチロールバー10Fに対して装備される流体圧シリンダとしての油圧シリンダ12FL、12FRと、リヤ側のアンチロールバー10Rに対して装備される流体圧シリンダ

前輪10FL、10FRは、ステアリングホイール26、ラックアンドピニオン型ステアリングギヤ27、ステアリングリンカー28L、28Rを介して転舵可能になっている。図中、29、30はラテラルロッドである。

油圧シリンダ12FL～12RRの夫々は、第2図に示すように単動式のものであって、シリンダチューブ12a内に、ピストンロッド12bに連結されたピストン12cが摺動可能に挿入されることにより、シリンダ室SRが一方の側に隔設されるとともに、このシリンダ室SRと反対側のチューブ12a内に、ピストン12cを付勢するスプリング12dが挿入された構造を有する（実際には、各シリンダ12FL～12RR共、シリンダチューブ12aを上側とした直立状態で取り付けられている）。

そして、フロント側の油圧シリンダ12FL、12FRの夫々は、アンチロールバー10Fの車幅方向中央部分（中間部）の車体取付点2箇所において、ピストンロッド12bを弾性ブッシュ32を

としての油圧シリンダ12RL、12RRと、油圧シリンダ12FL～12RRの内、左右の2組に各々対応して装備された2台の圧力制御弁14L、14Rと、この圧力制御弁14L、14Rを制御する指令値演算手段としてのコントローラ16と、車体に発生する横加速度を検出する横加速度検出手段としての横加速度センサ18と、油圧ポンプ20A及びリザーバタンク20Bを少なくとも具備した油圧源20とを有している。

左右前輪2FL、2RRは、図示しない周知のサスペンションにより車体2に懸架されており、前輪2FL、2RRと共に上下動するバネ下部材としての車輪側部材（サスペンションアーム）22間には、略コ字状の前記アンチロールバー10Fを取り付けている。左右後輪2RL、2RRは本実施例では、パラレルリンク式ストラット型サスペンションにより車体2に懸架されており、後輪2RL、2RRと共に上下動するバネ下部材としての車輪側部材24間には、フロント側と同様に略コ字状の前記アンチロールバー10Rを取り付けている。また、

介して回転自在にバー10Fを支持し、シリンダチューブ12aを車体2に取り付けることにより、バー10F及び車体2間に配設されている。リヤ側の油圧シリンダ12RL、12RRの夫々も、フロント側と同様に、アンチロールバー10Rの車体取付点2箇所において、バー10R及び車体2間に配設されている。

本実施例においては、フロント側の油圧シリンダ12FL、12FRの有効受圧面積を、リヤ側の油圧シリンダ12RL、12RRのそれに比べて大きく設定している。

また、圧力制御弁14L、14Rの夫々は、従来周知（例えば特開昭62-187609号参照）の3ポートの比例電磁減圧弁で成るもので、第2図に示すように、円筒状の弁ハウジング38とこれに一体的に設けられた比例ソレノイド40とを有している。

この内、弁ハウジング38には、その中央部に形成した挿通孔38aに、スプリング42を中間に介在させたスプール44及びロッド46が摺動

可能に配設されると共に、スプール44のランド44a、44bに対抗する位置に、供給ポート38s、戻りポート38rが形成され、両ランド44a、44bの中間部に対抗する位置に出力ポート38oが形成されている。スプール44は、比例ソレノイド40と反対側の下端部に、両ランド44a、44bよりも小径のランド44cを有し、ランド44aとランド44cとの間に圧力制御室Cを形成させている。

戻りポート38rはドレン通路38Aを介してスプール44の上端及び下端に連通し、出力ポート38oはフィードバック通路38Bを介して圧力制御室Cに連通している。

また、供給ポート38s、戻りポート38rは、配管48、49を介して油圧源20の吐出側、ドレン側に接続され、出力ポート38oは配管50を介して油圧シリンダ12FL(～12RR)のシリンダ室SRに接続されている。そして、車両全体では、車両左側のシリンダ12FL、12RLのシリンダ室SRが左側圧力制御弁14Lの出力ポート

38oに共通に接続されると共に、車両右側のシリンダ12FR、12RRのシリンダ室SRが右側圧力制御弁14Rの出力ポート38oに共通に接続されている。

一方、比例ソレノイド40は、軸方向に摺動自在の作動子40aと、この作動子40aを駆動させる励磁コイル40bとを備えており、後述するコントローラ16から出力される電流値でなる指令値Iによって駆動制御される。即ち、指令値Iの値に応じてロッド46を介してスプリング42の押圧力を制御し、スプール44の位置を、オフセット位置とその両端部の作動位置との間で移動制御する。

ここで、指令値Iと出力ポート38oから出力される作動圧力Pとの関係は、第3図に示すようになっている。つまり、圧力Pは、指令値Iが零であるとき所定のオフセット圧力P<sub>0</sub>となり、この状態から指令値Iの変化に比例(比例ゲインK<sub>i</sub>)して変化すると共に、油圧源20のライン圧P<sub>L</sub>に達すると飽和する。

このため、比例ソレノイド40による押圧力がスプリング42を介してスプール44に加えられ、且つスプリング42の押圧力と圧力制御室Cの圧力とが均衡している状態で、車輪に、例えば路面の凸部通過による上向きのバネ上共振周波数に対応する比較的低周波数の振動入力(又は凹部通過による下向きの振動入力)が伝達されると、これにより油圧シリンダ12FL(～12RR)のピストンロッド12bが上方(又は下方)に移動し、圧力室SRの圧力が上昇(又は減少)する。これに応じて、制御弁14L(14R)側の圧力制御室Cの圧力が上昇(又は下降)し、スプリング42の押圧力との均衡が崩れるから、スプール44が上方(又は下方)に移動し、供給ポート38sと出力ポート38oとの間が閉じられる方向(又は開かれる方向)に、且つ、戻りポート38rと出力ポート38oとの間が開かれる方向(又は閉じられる方向)に変化する。これにより、シリンダ室SRの作動油の一部が油圧源20に排出される(又は油圧源20からシリンダ室SRに作動油が

供給される)。

この結果、油圧シリンダ12FL(～12RR)の作動圧が減圧(又は昇圧)され、上向きの振動入力によるシリンダ室SRの圧力上昇(又は下向きの振動入力による圧力減少)が抑制されることになり、車体2に伝達される振動入力を的確に低減させることができる。

一方、前記横加速度センサ18は、例えば車体の重心位置等に設けられ、旋回やスラローム走行時に車体に発生する横方向(車幅方向)の加速度を検知し、該加速度に応じた電圧信号で成る横加速度信号yをコントローラ16に出力するようになっている。本実施例における横加速度センサ18は、走行方向に対して左横向きの横加速度が発生したときに正、右横向きの横加速度が発生したときに負の検出信号yを出力するように設定されている。

コントローラ16は、本実施例では第4図に示すように、横加速度検出信号yを固定ゲインK<sub>a</sub>倍して電圧値で成る指令値Vを演算するゲイン調

整器56と、指令値Vに「-1」を乗じる符号反転器57と、指令値V、Vを電流値に変換して左側、右側圧力制御弁14L、14Rの比例ソレノイド40に夫々出力する駆動回路58、59とを備えている。

次に、上記実施例の動作を説明する。

いま、大きな凹凸が無い良路を定速直進走行しているものとする、この走行状態では横加速度的発生も無い。このため、横加速度検出信号yが零となり、指令値I、Iが共に零となるから、左側、右側圧力制御弁14L、14Rはオフセット圧P<sub>0</sub>を、左側の油圧シリンダ12FL、12RL及び右側の油圧シリンダ12FR、12RRに夫々供給している。そこで、各油圧シリンダ12FL~12RRでは、オフセット圧P<sub>0</sub>に基づく力(=P<sub>0</sub>・有効受圧面積)とスプリング12dのばね力とが釣り合うストローク量が設定される。この状態では、アンチロールバー10F、10Rが効いていないので、その分、サスペンションのばね定数が小さく、細かいゴツゴツした凹凸があってもこれ

を適宜吸収でき、良好な乗心地も得られる。

また、上記直進走行を続け、比較的大きく(低周波)且つランダムな凹凸がある路面に至ったとする。この凹凸により左右輪4FL、4RL、4FR、4RRが逆相に上下動すると、シリンダ12FL~12RLのスプリング12dに抗してアンチロールバー10F、10Rが振じられ、バー10F、10R自体の振じり剛性によってロール剛性が高められ、凹凸による横方向の揺動を抑制できる。

さらに、上記定速直進状態から転舵して、比較的大きく且つランダムな凹凸が在る路面を例えば左旋回したとする。これにより、車速及び切り角に応じた横加速度が右横方向に発生し、この加速度に因り慣性力(遠心力)Fが第5図(車両前方からみた状態を模式的に表す：以下の第7、10図でも同様)に示すように右向きに発生し、車体2は外輪4FR、4RR側が沈み込み、内輪4FL、4RL側が浮き上がろうとする。

しかし、横加速度センサ18は発生する横加速度を検知して該横加速度に応じた負値の信号yを

コントローラ16に出力し、コントローラ16は前述の演算を行って、左側圧力制御弁14Lには負の指令値Iを、右側圧力制御弁14Rには正の指令値Iを夫々出力する。これにより、車両左側の油圧シリンダ12FL、12RLには $P < P_0$ の作動圧Pが供給され、且つ、車両右側の油圧シリンダ12FR、12RRには $P > P_0$ の作動圧Pが供給されるので、外輪側の油圧シリンダ12FR、12RRでは、増大した作動圧Pに基づく力がスプリング12dのばね力より大きくなって両シリンダ12FL、12RLのストローク量が伸長し、且つ、内輪側の油圧シリンダ12FL、12RLでは、減少した作動圧Pに基づく力がスプリング12dのばね力より小さくなって両シリンダ12FL、12RLのストローク量が縮小し、第5図に示した状態となる。

このストローク量の伸長、縮小は、フロント、リヤ側アンチロールバー10F、10Rの振じり剛性に抗して行われ、該バー10F、10Rが振じられる。そこで、バー10F、10Rのシリ

ダ連結点に、外輪側では上向きの力が作用し、内輪側では下向きの力が作用する。このため、外輪側の沈み込もうとする力及び内輪側の浮き上がろうとする力に抵抗するロール反力が生じ、この内外輪側の力制御によって車体がほぼフラットな状態に支持される。

また、凹凸部を通過することにより、路面側から比較的低周波(バネ上共振周波数域の周波数)の振動入力があったとする。この加振入力によって、前述したように、油圧シリンダ12FL~12RRの作動圧が変動するが、この各圧力変動は、連通している車両前後の作動圧同士で同圧になり、且つ、必要に応じて対応する圧力制御弁14L、14Rのスプール44を前述した如く軸方向に移動させる。これにより、油圧シリンダ12FL~12RRの作動圧Pが指令値Iに応じた圧力となるまで、圧力制御弁14L、14Rを介して油圧シリンダ12FL~12RRと油圧源20との間で作動油が往来し、振動入力を的確に減衰・吸収する。

以上の旋回時の制御動作は、左旋回した場合も

全く同等である。

このように、本実施例では、従来、パワーステアリング操作弁や切換弁等で発生させていたシリンダ作動圧を、横加速度に応じて圧力変換する圧力制御弁14L、14Rを用いると共に、シリンダ作動圧Pを直接圧力制御弁14L、14Rにフィードバックさせて、作動圧を常に指令値に応じた値に保持させるとしている。これがため、旋回走行時等にアンチロールバー10F、10Rを積極的に振じり、ロール反力を高め、サスペンションのバネ定数を高く制御した場合でも、路面の大きな凹凸により振動入力が車体2側に伝達されるのを確実に減少させ、車体の上下方向の揺動を抑えて、乗心地を良好に保持するとともに、横加速度が大きい場合でも従来例のように接地性が失われることがなく、走行安定性を向上させることができる。

また、上記ロール制御時にアンチロールバー10F、10Rを振じる力は、油圧シリンダ12FL～12RR内の有効受圧面積の差から、フロント側

とは無い。

#### (第2実施例)

次に、第2実施例を第6、7図に基づき説明する。ここで、前述した第1実施例と同一の構成要素については同一符号を付す。

この第2実施例は、第1実施例における油圧シリンダ12FL～12RRの装備位置を変えたものである。具体的には、第6図に示すように、油圧シリンダ12FL～12RRをフロント、リヤの各アンチロールバー10F、10Rの端部とサスペンションのバネ下部材である車輪側部材22、24との間に介装している。その他の構成は、第1実施例と同一である。

これにより、第1実施例と同様に、フロント、リヤのアンチロールバー10F、10Rに対して力制御を行うことができ、例えば車両が左旋回して右横方向に横加速度が生じたときには、外輪側である右側の油圧シリンダ12FR、12RRの作動圧がオフセット圧P。よりも高められ、内輪側である左側の油圧シリンダ12FL、12RLの作動圧

の方がリヤ側よりも大きく、したがってロール反力もフロント側の方が大きい。これにより、ロール剛性の分担率はフロント側の方がリヤ側よりも大きくなるので、ステア特性はアンダーステア傾向となり、車両走行特性が安定する。なお、この利点を得るに当たり、有効受圧面積差を設ける構造の代わりに、油圧シリンダ12FL～12RRの取付点をフロント、リヤ側で相違させる構造も採用できるが、車両レイアウト上の制約を鑑みると、前者の構造を採用する方が通常車両では有利である。

さらに、本実施例では、前後の油圧シリンダ12FL、12RL及び12FR、12RRが夫々対を成しているため、合計2台の圧力制御弁14L、14Rで済み、全体の構成が簡素化される利点もある。

さらに、また、直進走行時において路面側から流量変化の大きい、即ち低周波の振動入力があった場合でも、前述した振動吸収作用があるから、油圧シリンダ12FL～12RRを介装したことによって、車体側への振動伝達率が高くなるようなこ

が下げられる。そこで、第7図に示すように、外輪側の油圧シリンダ12FR、12RRが伸長し、且つ、内輪側の油圧シリンダ12FL、12RLが縮小して、アンチロールバー10F、10Rが第1実施例とは反対方向に振じられる。これがため、外輪側が沈み込もうとし且つ内輪側が浮き上がろうとする力に対抗するロール反力が事前に発生し、ほぼロールフラットな状態が得られる。

一方、定速直進走行において、路面の比較的大きく且つランダムな凹凸による振動入力があると、各油圧シリンダ12FL～12RLは前記第1実施例と同様にして圧力変動を吸収するが、これを吸収しきれないときには、アンチロールバー10F、10Rが振じられる。つまり、バー10F、10Rの振じり剛性によって凹凸に因る横方向の車体変動を抑制できる。

このように、この第2実施例によっても、第1実施例と同等の効果を得ることができるほか、シリンダ12FL～12RLの装備位置がアンチロールバー10F、10Rのサスペンション取付点であ

るため、取付が容易であり、車両搭載性が良いという利点がある。

なお、前記各実施例では左右独立して制御する場合を説明したが、この発明は必ずしもこれに限定されるものではなく、例えば、4個の油圧シリンダ12FL~12RRに対応して個別の4個の圧力制御弁を設け、各シリンダ12FL~12RRを独立制御してもよい。

### (第3実施例)

次に、第3実施例を第8図乃至第10図に基づき説明する。ここで、前記各実施例と同一の構成要素については同一符号を用いる。

この第3実施例は、第2実施例と同様にアンチロールバー10F、10Rのサスペンション取付点を力制御するものであるが、車両左側の取付点のみを積極的に制御するものである。

具体的には、前左側、後左側の車輪側部材22、24とアンチロールバー10F、10Rの端部との間に、夫々、複動式の油圧シリンダ62FL、62RLを第8図に示すように介装するとともに、前

右側、後右側の車輪側部材22、24とアンチロールバー10F、10Rの端部との間を、夫々、コネクティングロッド64、64で剛結したものである。このコネクティングロッド64、64の長さは、車両が良路を定速直進走行する場合に油圧シリンダ62FL、62RLが採るストローク量に合わせている。さらに、上記油圧シリンダ62FL、62RLの作動圧を単独の圧力制御弁としての方向制御弁66で制御するようにしたものである。

油圧シリンダ62FL、62RLの夫々は、そのシリンダチューブ62aがアンチロールバー10F(10R)の端部に取付けられ、ピストンロッド62bの下端が車輪側部材22(24)に取付けられた構造を有している。シリンダチューブ62aはその内部に延長するピストンロッド62bの下端に取付けられたピストン62cによって上圧力室A及び下圧力室Bに画成されている。

方向制御弁66は、従来周知の4ポート弁(例えば特開昭61-193910号参照)であって、第9図に示す如く、円筒状の弁ハウジング74と、

この弁ハウジング74内に摺動可能に配設されたスプール75と、このスプール75を中立位置とその両端側のオフセット位置との間に移動制御する比例ソレノイド76とを有する。

弁ハウジング74には、油圧源20の作動油供給側に油圧配管78を介して接続された供給ポート74a、74bと、油圧源20のドレン側に油圧配管79を介して接続された戻りポート74cと、油圧シリンダ62FL(62RL)の各圧力室A及びBに夫々油圧配管80及び81を介して接続された出力ポート74d及び74eと、スプール75の上端側に開口すると共に分岐油圧配管82を介して油圧配管80に接続されたパイロットポート74fと、スプール75の下端側に開口すると共に分岐油圧配管83を介して油圧配管81に接続されたパイロットポート74gと、比例ソレノイド76の作動子76aを挿通する挿通孔74hとが形成されている。

また、スプール75には、供給ポート74a、74b及び戻りポート74cに対向するランド7

5a~75cが形成されている。ランド75bの下端面と弁ハウジング74の底壁との間には押圧スプリング84が介装され、この押圧スプリング84と後述する比例ソレノイド76の作動子76aを押圧するスプリングとによって、スプール75が、そのランド75a~75cで各ポート74a~74cを閉塞する中立位置に保持されている。

さらに、比例ソレノイド76は、軸方向に摺動自在の作動子76aと、これを駆動する励磁コイル76bと、作動子76aを介してスプール75を押圧し、押圧スプリング84との平衡によってスプール75を中立位置に保持する押圧スプリング85とから構成されている。

次に、全体動作を方向制御弁66の動作と共に説明する。

いま、車両が大きな凹凸の無い良路を定速で直進走行している場合には、前記各実施例と同様に、コントローラ16から指令される指令値Iは殆ど零であり、方向制御弁66の比例ソレノイド76



が非励磁状態にある。このため、弁ハウジング74のパイロットポート74f及び74g位置での圧力は、押圧スプリング84及び85の押圧力に比較して低いので、スプール75が第9図で図示した中立位置に保持され、ランド75a~75cによってポート74a~74cが閉塞されている。その結果、油圧シリンダ62FL(62RL)の両圧力室A及びBの圧力が等しく所定値に維持されている。

この結果、油圧シリンダ62FL、62RL及びコネクティングロッド64、64のストローク量が一致するから、アンチロールバー10F、10Rに捩じり力が加わることが無く、該バー10F、10Rはロール剛性には関与しない。そこで、サスペンションのばね定数が小さい値に保持され、良好な乗心地も得られる。

また、比較的大きく且つランダムな凹凸がある路面を直進したとする。この場合に左右輪4FL、4RL、4FR、4RRが逆相に上下動し、例えば前左輪4FLに路面の凸部乗り越えによる加振力が入力

されると、油圧シリンダ62FLのストローク量が縮小し、上圧力室Aの圧力が上昇する。これに応じてパイロットポート74fの圧力が押圧スプリング84による押圧力を越えるので、スプール75が中立位置から下方のオフセット位置に変位する。したがって、供給ポート74b及び出力ポート74e間と出力ポート74d及び戻りポート74c間とが夫々連通して、油圧源20からの作動油が下圧力室Bに供給されると共に、上圧力室A内の作動油が油圧源20のドレン側に排出される。その結果、油圧シリンダ62FLの下圧力室Bが昇圧状態、上圧力室Aが減圧状態となるので、加振力による圧力室A、Bの変動圧力と上記スプール移動に係る調整圧力とが相殺され、車輪4FLに入力され車体に伝達される振動を低減させる。

逆に、例えば車輪4FLが路面凹部に係合して油圧シリンダ62FLが下方に変位する振動動力が入力されたときには、油圧シリンダ62FLの下圧力室Bの圧力が高くなるので、パイロットポート74gの圧力が押圧スプリング85による押圧力を越

えることになり、スプール75が中立位置から上方のオフセット位置に変位し、これに応じて下圧力室Bが油圧源20のドレン側に接続されて減圧されると共に、上圧力室Aが油圧源20の作動油供給側に接続されて昇圧されるので、車体に伝達されるこれを下降させる振動入力を低減する。

一方、この振動低減動作によっても振動を吸収しきれないときには、ランダムな凹凸に因って左右の油圧シリンダ62FL、62RL及びコネクティングロッド64、64のストローク量も異なる状態になり、このストローク量の相違に応じてアンチロールバー10F、10Rが捩じられ、バー10F、10R自体の捩じり剛性によってロール剛性が高められ、ロールを抑制できる。

さらに、上記定速直進状態から転舵して、比較的大きく且つランダムな凹凸が在る路面を例えば左旋回したとする。これにより、車速及び切り角に応じた横加速度が右横方向に発生し、この加速度に因り慣性力(遠心力)Fが第10図に示すように右向きに作用する。

しかし、このときの指令値Iは、前記各実施例と同様の演算を行って、方向制御弁66の比例ソレノイド76に負の指令値Iを出力する。この励磁によって、作動子76aがスプール75を押圧し、スプール75が中立位置から下側のオフセット位置に移動し、前述と同様にシリンダ62FL、62RLの上圧力室Aの作動圧を減圧させ、下圧力室Bの作動圧を昇圧させる。この結果、アンチロールバー10F、10Rが捩じられつつ、シリンダ62FL、62RLのストロークが強制的に縮むことになる。

このストローク量の縮小は、車体内輪側が浮き上がろうとする力に抗する力となり、一方、車体外輪側が沈み込もうとする力を、車輪側部材22、24がコネクティングロッド64、64を介して支持するので、全体として第2実施例と同様のロール反力を生じる。これによって、車体2がほぼフラットに保持されるとともに、接地性も向上する。

以上の旋回時の制御動作は、左旋回した場合も

全く同等である。

このようなロール制御中に凹凸を通過することにより、路面側から比較的低周波（バネ上共振周波数域の周波数）の振動入力があっても、前述した直進走行の場合と同様にして、方向制御弁66がかかる振動入力を的確に吸収し、油圧シリンダ62FL、62RLのストローク量を指令値Iに応じた圧力室A、Bの差圧に基づく値に保持する。したがって、旋回走行中における車体側への振動伝達が著しく減少し、乗心地が良好になるとともに、接地性も良くなって走行安定性が向上する。

また、本第3実施例においては、油圧シリンダ及び制御弁の設置数が第2実施例のものに比べて、夫々、半減するので、構成が簡単になり、部品コストが低減するという利点がある。

なお、上記第3実施例において、油圧シリンダ62FL、62RL及びコネクティングロッド64、64の取付位置を左右反対にしてもよい。

また、前記各実施例は、作動流体として作動油を使用する場合を述べているが、これは、圧縮率

の小さい流体であれば任意のものでよい。さらに、各流体圧シリンダの有効受圧面積は、必要に応じて車両前後で同一であってもよい。

（発明の効果）

以上説明してきたように、この出願発明は、アンチロールバーと車体又はサスペンションのバネ下部材との間に流体圧シリンダを介装し、この流体圧シリンダの作動圧を、横加速度に応じた指令値を圧力変換する圧力制御弁によって制御するようにしたため、例えば比較的大きな凹凸のある路面を旋回走行する場合でも、横加速度に応じてシリンダ圧が調整され、ズバリ剛性に抗してアンチロールバーが積極的に振じられることによりロール反力が生じて、ロールが抑制されるとともに、路面側から入力する凹凸に因る振動は圧力制御弁に直接フィードバックされて吸収されることから、従来装置とは違って、旋回中の車体の上下の揺動が格段に少なくなって、良好な乗心地を維持でき、且つ、旋回横加速度が大きい場合でも接地性を確保でき、車両の走行安定性も向上する等の効果が

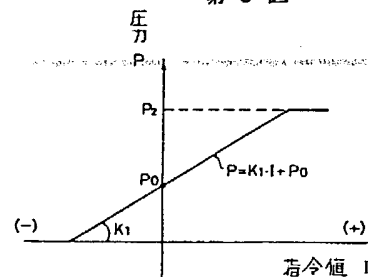
ある。

#### 4. 図面の簡単な説明

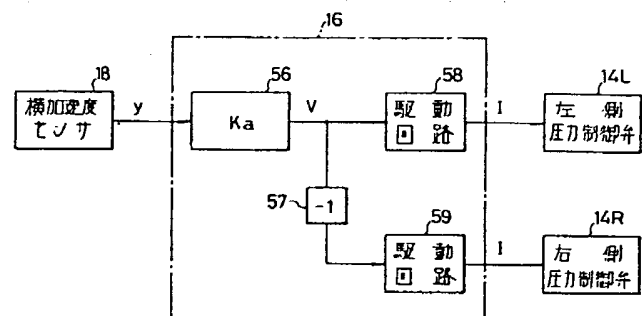
第1図はこの出願に係る発明の第1実施例を示す概略構成図、第2図は第1実施例の圧力制御弁の断面図、第3図は第2図に示した圧力制御弁の出力圧の特性図、第4図は第1実施例のコントローラのブロック図、第5図は第1実施例の作動説明図、第6図はこの出願に係る発明の第2実施例を示す概略構成図、第7図は第2実施例の作動説明図、第8図はこの出願に係る発明の第3実施例を示す概略構成図、第9図は第3実施例の方向制御弁の断面図、第10図は第3実施例の作動説明図である。

図中、2は車体、4FL～4RRは車輪、6は車両用スタビライザ、10F、10Rはアンチロールバー、12FL～12RRは油圧シリンダ、14F、14Rは圧力制御弁、16はコントローラ、18は横加速度センサ、22、24は車輪側部材、62FL、62RLは油圧シリンダ、66は方向制御弁である。

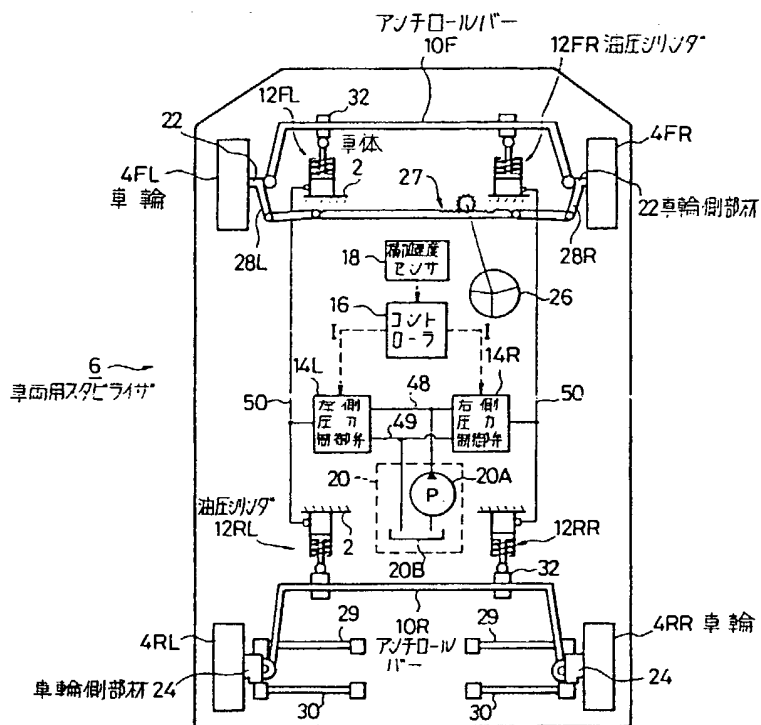
第3図



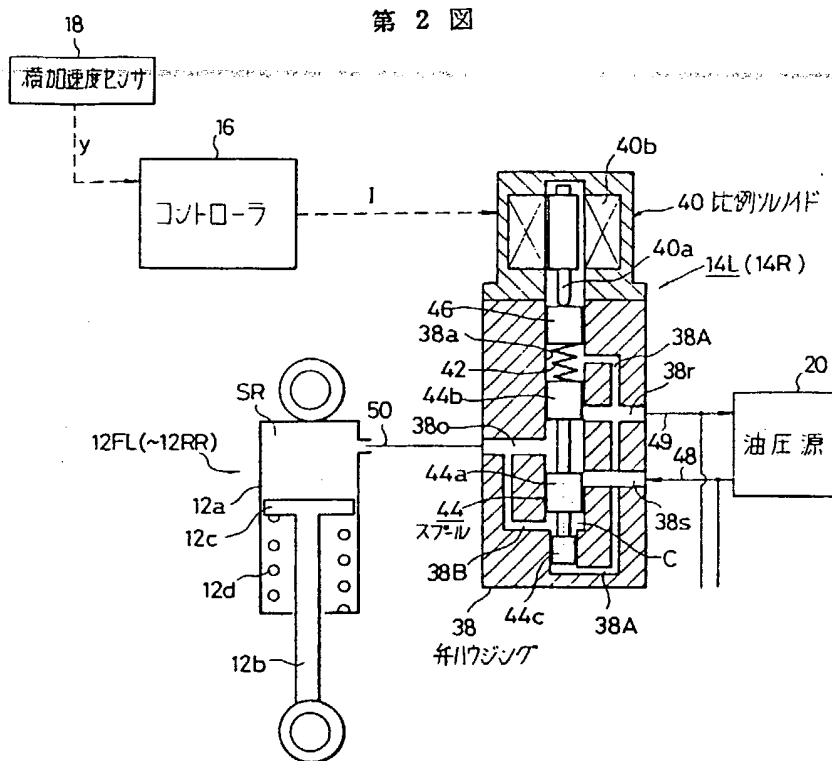
第4図



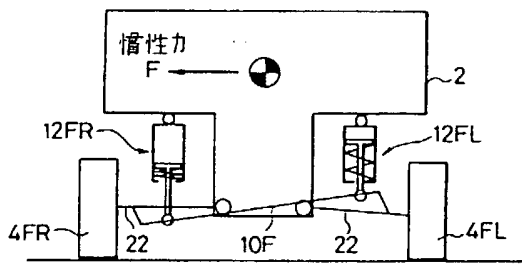
第 1 図



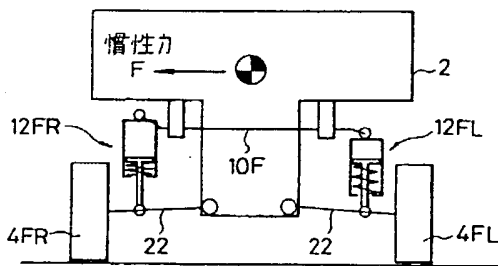
第 2 図



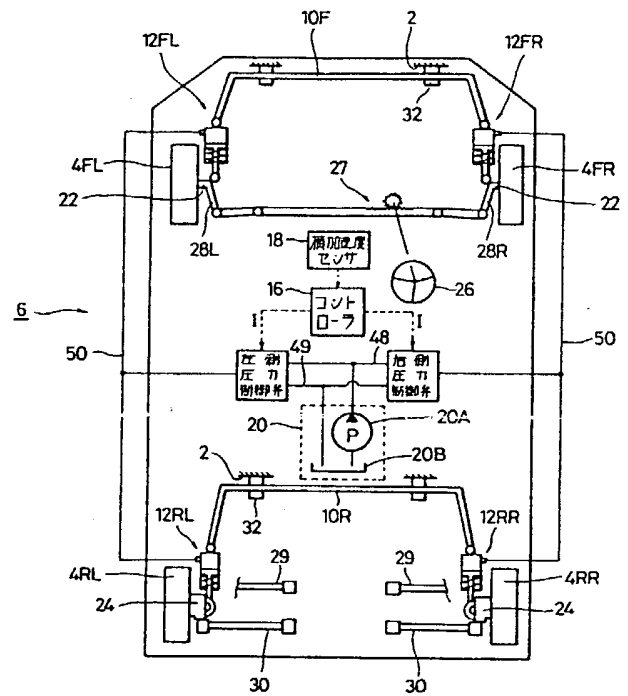
第 5 図



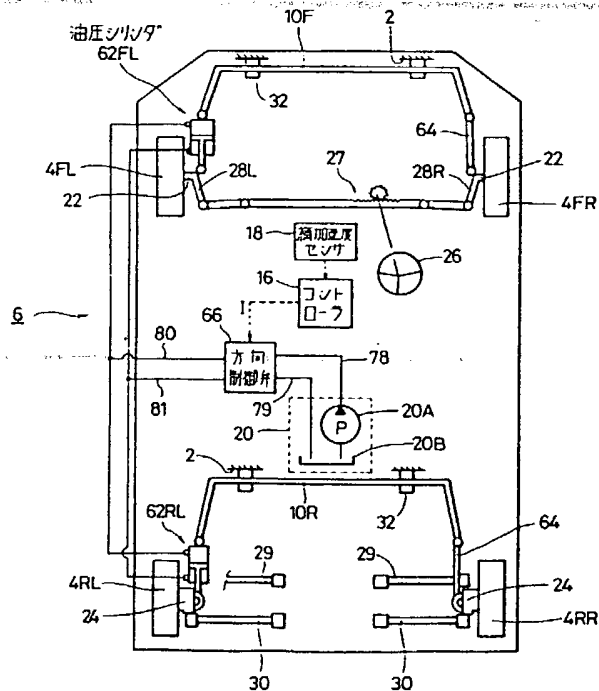
第 7 図



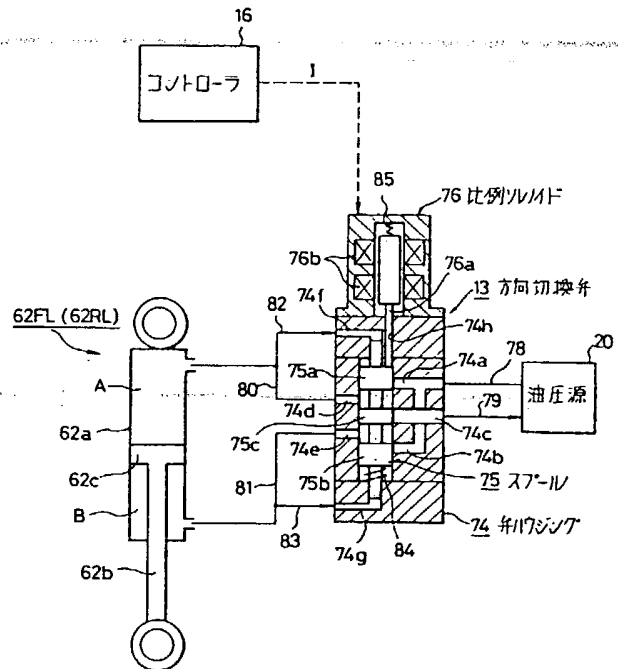
第 6 図



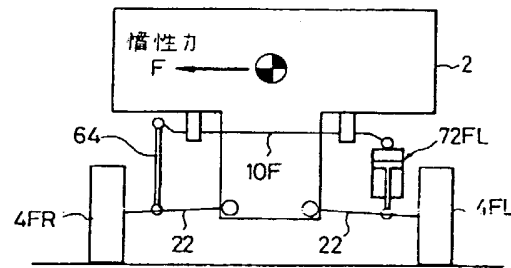
第 8 図



第 9 図



第 10 図



第1頁の続き

②発 明 者 佐 藤 正 晴 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

②発 明 者 福 山 研 輔 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内